

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re application of: **Takao SATO, et al.**

Group Art Unit: **Not Yet Assigned**

Serial No.: **Not Yet Assigned**

Examiner: **Not Yet Assigned**

Filed: **August 19, 2003**

For: **POWER TRANSMISSION SYSTEM IN VEHICLE**

**CLAIM FOR PRIORITY UNDER 35 U.S.C. 119**

Commissioner for Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria, VA 22313-1450

Date: August 19, 2003

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application is hereby requested for the above-identified application, and the priority provided in 35 U.S.C. 119 is hereby claimed:

**Japanese Appln. No. 2002-239542, filed August 20, 2002**

In support of this claim, the requisite certified copy of said original foreign application is filed herewith.

It is requested that the file of this application be marked to indicate that the applicants have complied with the requirements of 35 U.S.C. 119 and that the Patent and Trademark Office kindly acknowledge receipt of said certified copy.

In the event that any fees are due in connection with this paper, please charge our Deposit Account No. 01-2340.

Respectfully submitted,

ARMSTRONG, WESTERMAN & HATTORI, LLP



George N. Stevens  
Attorney for Applicants  
Reg. No. 36,938

GNS/jaz  
Atty. Docket No. **030887**  
Suite 1000  
1725 K Street, N.W.  
Washington, D.C. 20006  
(202) 659-2930



**23850**

PATENT TRADEMARK OFFICE

JAPAN PATENT OFFICE

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

Date of Application: August 20, 2002

Application Number: Patent Application No. 2002-239542  
[ST.10/C]: [JP2002-239542]

Applicant(s): HONDA GIKEN KOGYO KABUSHIKI KAISHA

May 9, 2003

Commissioner,  
Japan Patent Office

Shinichiro Ota

Certificate No. 2003-3034848

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 8月20日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-239542

[ ST.10/C ]:

[ JP2002-239542 ]

出 願 人

Applicant(s):

本田技研工業株式会社

2003年 5月 9日

特 許 庁 長 官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3034848

【書類名】 特許願

【整理番号】 H102210401

【提出日】 平成14年 8月20日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F16H 37/02

【発明の名称】 車両の動力伝達装置

【請求項の数】 2

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研  
究所内

【氏名】 佐藤 隆夫

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研  
究所内

【氏名】 神田 知幸

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研  
究所内

【氏名】 津幡 義道

【特許出願人】

【識別番号】 000005326

【氏名又は名称】 本田技研工業株式会社

【代表者】 吉野 浩行

【代理人】

【識別番号】 100071870

【弁理士】

【氏名又は名称】 落合 健

【選任した代理人】

【識別番号】 100097618

【弁理士】

【氏名又は名称】 仁木 一明

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 003001

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 車両の動力伝達装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 エンジン（E）の駆動力を駆動輪に伝達する無段変速経路と有段変速経路とを並列に備えた車両の動力伝達装置において、

前記無段変速経路は、エンジン（E）と無段変速機構（29）との間に配置され、エンジン（E）の駆動力をサンギヤ（34）から入力してリングギヤ（35）から無段変速機構（29）に出力するシングルピニオン型の前後進切換機構（33）を備え、

また前記有段変速経路は、前記無段変速機構（29）よりもLOW側の変速比に設定されていることを特徴とする車両の動力伝達装置。

【請求項 2】 前記有段変速経路の変速比と、後進時で前記無段変速機構（29）が最LOW状態での前記無段変速経路の変速比とが、略同一に設定されていることを特徴とする、請求項 1 に記載の車両の動力伝達装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、エンジンの駆動力を駆動輪に伝達する無段変速経路と有段変速経路とを並列に備えた車両の動力伝達装置に関する。

【0002】

【従来技術】

かかる車両の動力伝達装置は、特公昭 63-14228 号公報により公知である。

【0003】

このものは、エンジンにトルクコンバータを介して接続されたメインシャフトの回転を、減速ギヤ列あるいはベルト式無段変速機を介してカウンタシャフトに伝達するとともに、カウンタシャフトと駆動輪との間にシングルピニオン型のプラネタリギヤ機構を用いた前後進切換機構を配置したものである。前進発進時および後進発進時には減速比が大きい減速ギヤ列を使用し、その後の走行時には減

速ギヤ列からベルト式無段変速機に切り換えて無段変速を行い、また前進および後進を切り換える前後進切換機構は、キャリアを出力軸に締結するフォワードクラッチと、キャリアをケーシングに締結するリバースブレーキとを備えている。

【 0 0 0 4 】

【発明が解決しようとする課題】

ところで上記従来のは、フォワードクラッチを締結するとキャリアが出力軸に結合され、入力軸（カウンタシャフト）の回転が同速かつ同方向回転で出力軸に伝達されて前進変速段が確立するようになっており、またリバースブレーキを締結すると入力軸（カウンタシャフト）の回転が増速されて逆方向回転で出力軸に伝達されて後進変速段が確立するようになっている。

【 0 0 0 5 】

このように、後進走行時に前後進切換機構をリングギヤ入力、サンギヤ出力にすると、入力軸の回転が増速されて出力軸に伝達されるため、前進発進時に比べて後進発進時の駆動力が不足する問題がある。そこで、前後進切換機構をサンギヤ入力、リングギヤ出力にすると、入力軸の回転が減速されて出力軸に伝達されるため、前進発進時に比べて後進発進時の駆動力が過大になる問題がある。

【 0 0 0 6 】

また前後進切換機構にダブルピニオン型のプラネタリギヤ機構を用いれば、入力軸および出力軸間の変速比を 1 : 1 に設定することができるが、ダブルピニオン型のプラネタリギヤ機構は部品点数が多くなって構造が複雑化するだけでなく、各ギヤの噛合部の数が多く、かつプラネタリギヤの回転数が高いために騒音が増加する問題がある。

【 0 0 0 7 】

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、無段変速経路および有段変速経路を備えた車両の動力伝達装置において、シングルピニオン型のプラネタリギヤ機構を用いながら、前進発進時および後進発進時の変速比の差を最小限に抑えることを目的とする。

【 0 0 0 8 】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために、請求項 1 に記載された発明によれば、エンジンの駆動力を駆動輪に伝達する無段変速経路と有段変速経路とを並列に備えた車両の動力伝達装置において、前記無段変速経路は、エンジンと無段変速機構との間に配置され、エンジンの駆動力をサンギヤから入力してリングギヤから無段変速機構に出力するシングルピニオン型の前後進切換機構を備え、また前記有段変速経路は、前記無段変速機構よりも LOW 側の変速比に設定されていることを特徴とする車両の動力伝達装置が提案される。

## 【 0 0 0 9 】

上記構成によれば、無段変速経路にエンジンの駆動力をサンギヤから入力してリングギヤから出力するシングルピニオン型の前後進切換機構を配置し、また有段変速経路は無段変速機構よりも LOW 側の変速比に設定したので、構造が簡単で騒音の少ないシングルピニオン型の前後進切換機構を用いながら、車両の前進発進時には無段変速機構よりも LOW 側の変速比を有する有段変速経路を使用し、車両の後進発進時には減速機能を有する前後進切換機構と無段変速機構とを備えた無段変速経路を使用することで、有段変速経路および無段変速経路の変速比の差を最小限に抑えることができる。これにより、前進走行および後進走行の切換時に無段変速機の変速比を急激に変化させる必要がなくなり、無段変速機の耐久性向上に寄与することができる。

## 【 0 0 1 0 】

また請求項 2 に記載された発明によれば、請求項 1 の構成に加えて、前記有段変速経路の変速比と、後進時で前記無段変速機構が最 LOW 状態での前記無段変速経路の変速比とが、略同一に設定されていることを特徴とする車両の動力伝達装置が提案される。

## 【 0 0 1 1 】

上記構成によれば、前進発進時に使用する有段変速経路の変速比と、後進発進時に使用する無段変速経路の変速比とを略同一に設定できるので、車両の前進発進時と後進発進時とに駆動輪を同じトルクで駆動することができる。

## 【 0 0 1 2 】

尚、実施例のベルト式無段変速機 2 9 は本発明の無段変速機構に対応する。



【 0 0 1 3 】

## 【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を、添付図面に示した本発明の実施例に基づいて説明する。

【 0 0 1 4 】

図 1 ～ 図 8 は本発明の一実施例を示すもので、図 1 は車両用無段変速機の外形を示す図（図 2 ～ 図 4 のレイアウトを示すマップ）、図 2 は図 1 の A 部拡大図、図 3 は図 1 の B 部拡大図、図 4 は図 1 の C 部拡大図、図 5 は車両用無段変速機のスケルトン図、図 6 は前進発進時の作用説明図、図 7 は前進走行時の作用説明図、図 8 は後進時の作用説明図である。

【 0 0 1 5 】

車両用無段変速機 M のケーシング 1 1 は、トルクコンバータケース 1 2、中央ミッションケース 1 4、左ミッションケース 1 5 およびミッションカバー 1 6 から構成され、その内部にメインシャフト 1 7 およびカウンタシャフト 1 8 が平行に支持される。エンジン E のクランクシャフト 1 9 の左端とメインシャフト 1 7 の右端との間に配置されたトルクコンバータ 2 0 は、クランクシャフト 1 9 に駆動プレート 2 1 を介して接続されたポンプインペラ 2 2 と、ポンプインペラ 2 2 に対置されてメインシャフト 1 7 に結合されたタービンランナー 2 3 と、それらの内周部間に配置されたステータ 2 4 とを備える。ポンプインペラ 2 2 および駆動プレート 2 1 には、タービンランナー 2 3 の外側面を覆うサイドカバー 2 5 が固定されており、タービンランナー 2 3 とサイドカバー 2 5 との間に配置されたロックアップクラッチ 2 6 は、内周面をタービンランナー 2 3 のボスの外周面に摺動自在に支持された円板状のピストン 2 7 を備えており、ピストン 2 7 の外周部にサイドカバー 2 5 の壁面に当接可能な摩擦ライニング 2 8 が固定される。

【 0 0 1 6 】

メインシャフト 1 7 およびカウンタシャフト 1 8 間に配置されるベルト式無段変速機 2 9 は、メインシャフト 1 7 に支持されたドライブプーリ 3 0 と、カウンタシャフト 1 8 に支持されたドリブンプーリ 3 1 と、ドライブプーリ 3 0 およびドリブンプーリ 3 1 間に巻き掛けられた金属ベルト 3 2 とを備える。ドライブプ

ーリ 3 0 はメインシャフト 1 7 の外周に相對回転自在に支持された固定側プーリ半体 3 0 a と、固定側プーリ半体 3 0 a に対して接近・離反可能な可動側プーリ半体 3 0 b とを備え、ドリブンプーリ 3 1 はカウンタシャフト 1 8 の外周に一体に形成された固定側プーリ半体 3 1 a と、固定側プーリ半体 3 1 a に対して接近・離反可能な可動側プーリ半体 3 1 b とを備える。

## 【 0 0 1 7 】

メインシャフト 1 7 とドライブプーリ 3 0 との間にシングルピニオン型のプラネタリギヤ機構を用いた前後進切換機構 3 3 が設けられる。前後進切換機構 3 3 は、メインシャフト 1 7 に固定されたサンギヤ 3 4 と、サンギヤ 3 4 の外周を囲むように回転自在に配置されたリングギヤ 3 5 と、メインシャフト 1 7 に相對回転自在に支持されたキャリヤ 3 6 と、キャリヤ 3 6 に回転自在に支持されてサンギヤ 3 4 およびリングギヤ 3 5 に同時に嚙合する複数のプラネタリギヤ 3 7 …とを備える。前後進切換機構 3 3 のサンギヤ 3 4 (つまりメインシャフト 1 7) は湿式多板型のフォワードクラッチ 3 8 を介してドライブプーリ 3 0 に締結可能であり、またキャリヤ 3 6 は湿式多板型のリバースブレーキ 3 9 を介してケーシング 1 1 に締結可能である。

## 【 0 0 1 8 】

車両の前進走行時に前後進切換機構 3 3 のフォワードクラッチ 3 8 を締結すると、メインシャフト 1 7 と一体のサンギヤ 3 4 がフォワードクラッチ 3 8 を介してドライブプーリ 3 0 に結合され、ドライブプーリ 3 0 はメインシャフト 1 7 と一体に回転する。従って、フォワードクラッチ 3 8 の締結時には、前後進切換機構 3 3 による減速は行われず、メインシャフト 1 7 の回転は同速かつ同方向でドライブプーリ 3 0 に伝達される。

## 【 0 0 1 9 】

車両の後進走行時に前後進切換機構 3 3 のリバースブレーキ 3 9 を締結すると、キャリヤ 3 6 がケーシング 1 1 に結合されることで、メインシャフト 1 7 と一体のサンギヤ 3 4 の回転がプラネタリギヤ 3 7 …およびリングギヤ 3 5 を介してドライブプーリ 3 0 に伝達され、ドライブプーリ 3 0 はメインシャフト 1 7 に対して減速され、かつ逆方向に回転する。

## 【 0 0 2 0 】

メインシャフト 1 7 の左端に固定したメイン 1 速ギヤ 4 0 は、アイドルシャフト 4 1 に固定したアイドル 1 速ギヤ 4 2 に噛合し、アイドル 1 速ギヤ 4 2 はカウンタシャフト 1 8 に対して相対回転自在なハブ 4 3 に一方向クラッチ 4 4 を介して支持したカウンタ 1 速ギヤ 4 5 に噛合する。即ち、ベルト式無段変速機 2 9 と並列に配置された有段変速経路を形成する。そしてカウンタ 1 速ギヤ 4 5 のハブ 4 3 は湿式多板型の LOW クラッチ 4 6 を介してカウンタシャフト 1 8 に締結可能である。

## 【 0 0 2 1 】

カウンタシャフト 1 8 の右端に設けたファイナルドライブギヤ 4 7 がリダクションシャフト 4 8 に固定した第 1 リダクションギヤ 4 9 に噛合し、リダクションシャフト 4 8 に固定した第 2 リダクションギヤ 5 0 がディファレンシャルギヤ 5 1 のディファレンシャルボックス 5 2 に固定したファイナルドリブンギヤ 5 3 に噛合する。ディファレンシャルギヤ 5 1 は周知のもので、ディファレンシャルボックス 5 2 に設けたピニオンシャフト 5 4 に相対回転自在に支持したディファレンシャルピニオン 5 5、5 5 と、ディファレンシャルボックス 5 2 に挿入された左右の車軸 5 6 L、5 6 R に固定されて前記ディファレンシャルピニオン 5 5、5 5 に噛合するディファレンシャルサイドギヤ 5 7、5 7 とで構成される。

## 【 0 0 2 2 】

次に、上記構成を備えた本発明の実施例の作用について説明する。

## 【 0 0 2 3 】

## ① 車両の前進発進時

車両の前進発進時には、図 6 に示すように、前後進切換機構 3 3 のフォワードクラッチ 3 8 およびリバースブレーキ 3 9 を解放して、LOW クラッチ 4 6 を締結する。その結果、エンジン E のクランクシャフト 1 9 の回転は、トルクコンバータ 2 0 → メインシャフト 1 7 → メイン 1 速ギヤ 4 0 → アイドル 1 速ギヤ 4 2 → カウンタ 1 速ギヤ 4 5 → 一方向クラッチ 4 4 → LOW クラッチ 4 6 → カウンタシャフト 1 8 → ファイナルドライブギヤ 4 7 → 第 1 リダクションギヤ 4 9 → 第 2 リダクションギヤ 5 0 → ファイナルドリブンギヤ 5 3 → ディファレンシャルギヤ 5

1→車軸 5 6 L, 5 6 Rの経路で左右の駆動輪に伝達される。

【 0 0 2 4 】

このとき、メイン 1 速ギヤ 4 0 およびカウンタ 1 速ギヤ 4 5 間にアイドル 1 速ギヤ 4 2 が介在しているため、メインシャフト 1 7 およびカウンタシャフト 1 8 は同方向に回転して車両を前進走行させることができる。またメイン 1 速ギヤ 4 0 およびカウンタ 1 速ギヤ 4 5 間の減速比は車両を発進させるのに適した大きさになっており、その減速比はベルト式無段変速機 2 9 の最 LOW 状態での減速比よりも更に LOW 側に設定されている。

【 0 0 2 5 】

② 車両の前進走行時

このようにして LOW クラッチ 4 6 を締結することで車両が前進発進すると、図 7 に示すように、前後進切換機構 3 3 のリバースブレーキ 3 9 を解放したままフォワードクラッチ 3 8 を締結する。その結果、エンジン E のクランクシャフト 1 9 の回転は、トルクコンバータ 2 0 →メインシャフト 1 7 →フォワードクラッチ 3 8 →ドライブプーリ 3 0 →金属ベルト 3 2 →ドリブンプーリ 3 1 →カウンタシャフト 1 8 →ファイナルドライブギヤ 4 7 →第 1 リダクションギヤ 4 9 →第 2 リダクションギヤ 5 0 →ファイナルドリブンギヤ 5 3 →ディファレンシャルギヤ 5 1 →車軸 5 6 L, 5 6 R の経路で左右の駆動輪に伝達される。

【 0 0 2 6 】

このとき、ベルト式無段変速機 2 9 の最 LOW 状態の減速比はメイン 1 速ギヤ 4 0 およびカウンタ 1 速ギヤ 4 5 間の減速比よりも若干 OD 側にあるため、LOW クラッチ 4 6 が解放されるまでの短い時間にカウンタシャフト 1 8 とカウンタ 1 速ギヤ 4 5 間に差回転が発生するが、その差回転は一方向クラッチ 4 4 のスリップにより吸収される。これにより、メイン 1 速ギヤ 4 0、アイドル 1 速ギヤ 4 2 およびカウンタ 1 速ギヤ 4 5 による前進発進からベルト式無段変速機 2 9 による前進走行にスムーズに移行することができる。そして車両の前進走行中はベルト式無段変速機 2 9 の変速比が LOW から OD の間で制御される。

【 0 0 2 7 】

③ 車両の後進時

車両の後進時には、図 8 に示すように、前後進切換機構 3 3 のフォワードクラッチ 3 8 および LOW クラッチ 4 6 を解放して、リバースブレーキ 3 9 を締結する。その結果、エンジン E のクランクシャフト 1 9 の回転は、トルクコンバータ 2 0 → メインシャフト 1 7 → サンギヤ 3 4 → プラネタリギヤ 3 7 … → リングギヤ 3 5 → ドライブプーリ 3 0 → 金属ベルト 3 2 → ドリブンプーリ 3 1 → カウンタシャフト 1 8 → ファイナルドライブギヤ 4 7 → 第 1 リダクションギヤ 4 9 → 第 2 リダクションギヤ 5 0 → ファイナルドリブンギヤ 5 3 → ディファレンシャルギヤ 5 1 → 車軸 5 6 L, 5 6 R の経路で左右の駆動輪に伝達される。このとき、前後進切換機構 3 3 のサンギヤ 3 4 の回転方向に対してリングギヤ 3 5 の回転方向が逆方向になることで、車両の後進が可能になる。

## 【 0 0 2 8 】

さて、前述したようにメイン 1 速ギヤ 4 0 およびカウンタ 1 速ギヤ 4 5 間の減速比は、ベルト式無段変速機 2 9 の最 LOW 状態の減速比よりも更に LOW 側に設定されているが、後進発進時に前後進切換機構 3 3 において所定の減速が行われることで、前後進切換機構 3 3 における減速比とベルト式無段変速機 2 9 の最 LOW 状態の減速比とを合わせたトータルの減速比を、メイン 1 速ギヤおよびカウンタ 1 速ギヤ 4 5 間の減速比に略一致させることができる。

## 【 0 0 2 9 】

その結果、構造が複雑で騒音が大きいダブルピニオン型のプラネタリギヤ機構を用いることなく、また後進発進時にベルト式無段変速機 2 9 の変速比を特別に制御することなく、前進発進時および後進発進時の減速比を同一にすることが可能となる。これにより、例えば前進走行 → 停止 → 後進発進の切換時のベルト式無段変速機 2 9 の変速比を急変させる必要がなくなり、金属ベルト 3 2 に過大な負荷が加わって耐久性低下の原因となるのを防止することができる。

## 【 0 0 3 0 】

以上、本発明の実施例を説明したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

## 【 0 0 3 1 】

例えば、実施例では無段変速機構としてベルト式無段変速機 2 9 を例示したが

、本発明はベルト式無段変速機 2 9 以外の任意の無段変速機構を採用することができる。

【 0 0 3 2 】

【発明の効果】

以上のように請求項 1 に記載された発明によれば、無段変速経路にエンジンの駆動力をサンギヤから入力してリングギヤから出力するシングルピニオン型の前後進切換機構を配置し、また有段変速経路は無段変速機構よりも LOW 側の変速比に設定したので、構造が簡単で騒音の少ないシングルピニオン型の前後進切換機構を用いながら、車両の前進発進時には無段変速機構よりも LOW 側の変速比を有する有段変速経路を使用し、車両の後進発進時には減速機能を有する前後進切換機構と無段変速機構とを備えた無段変速経路を使用することで、有段変速経路および無段変速経路の変速比の差を最小限に抑えることができる。これにより、前進走行および後進走行の切換時に無段変速機の変速比を急激に変化させる必要がなくなり、無段変速機の耐久性向上に寄与することができる。

【 0 0 3 3 】

また請求項 2 に記載された発明によれば、前進発進時に使用する有段変速経路の変速比と、後進発進時に使用する無段変速経路の変速比とを略同一に設定できるので、車両の前進発進時と後進発進時とに駆動輪を同じトルクで駆動することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

車両用無段変速機の外形を示す図（図 2 ～図 4 のレイアウトを示すマップ）

【図 2】

図 1 の A 部拡大図

【図 3】

図 1 の B 部拡大図

【図 4】

図 1 の C 部拡大図

【図 5】

車両用無段変速機のスケルトン図

【図 6】

前進発進時の作用説明図

【図 7】

前進走行時の作用説明図

【図 8】

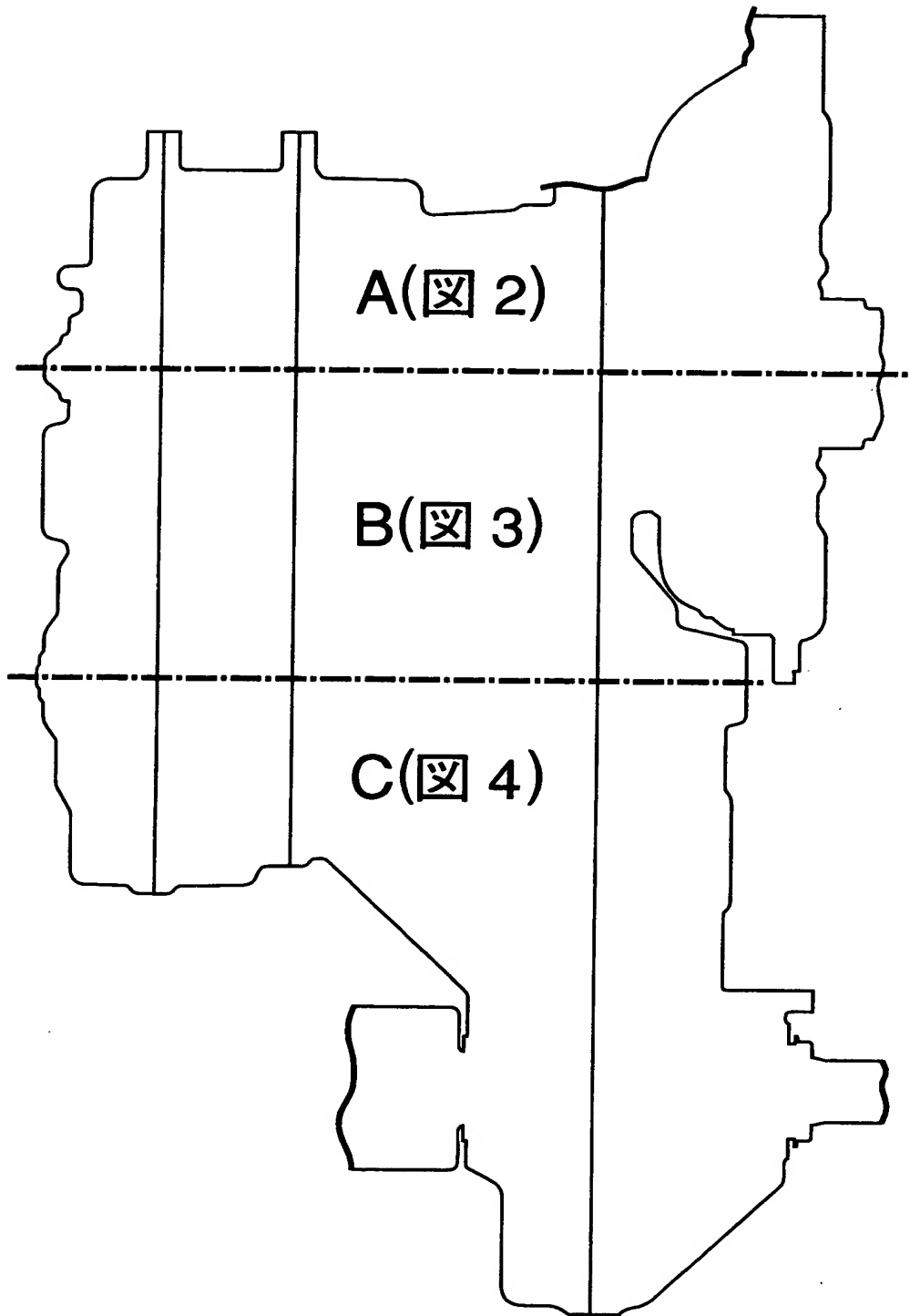
後進時の作用説明図

【符号の説明】

E	エンジン
2 9	ベルト式無段変速機（無段変速機構）
3 3	前後進切換機構
3 4	サンギヤ
3 5	リングギヤ

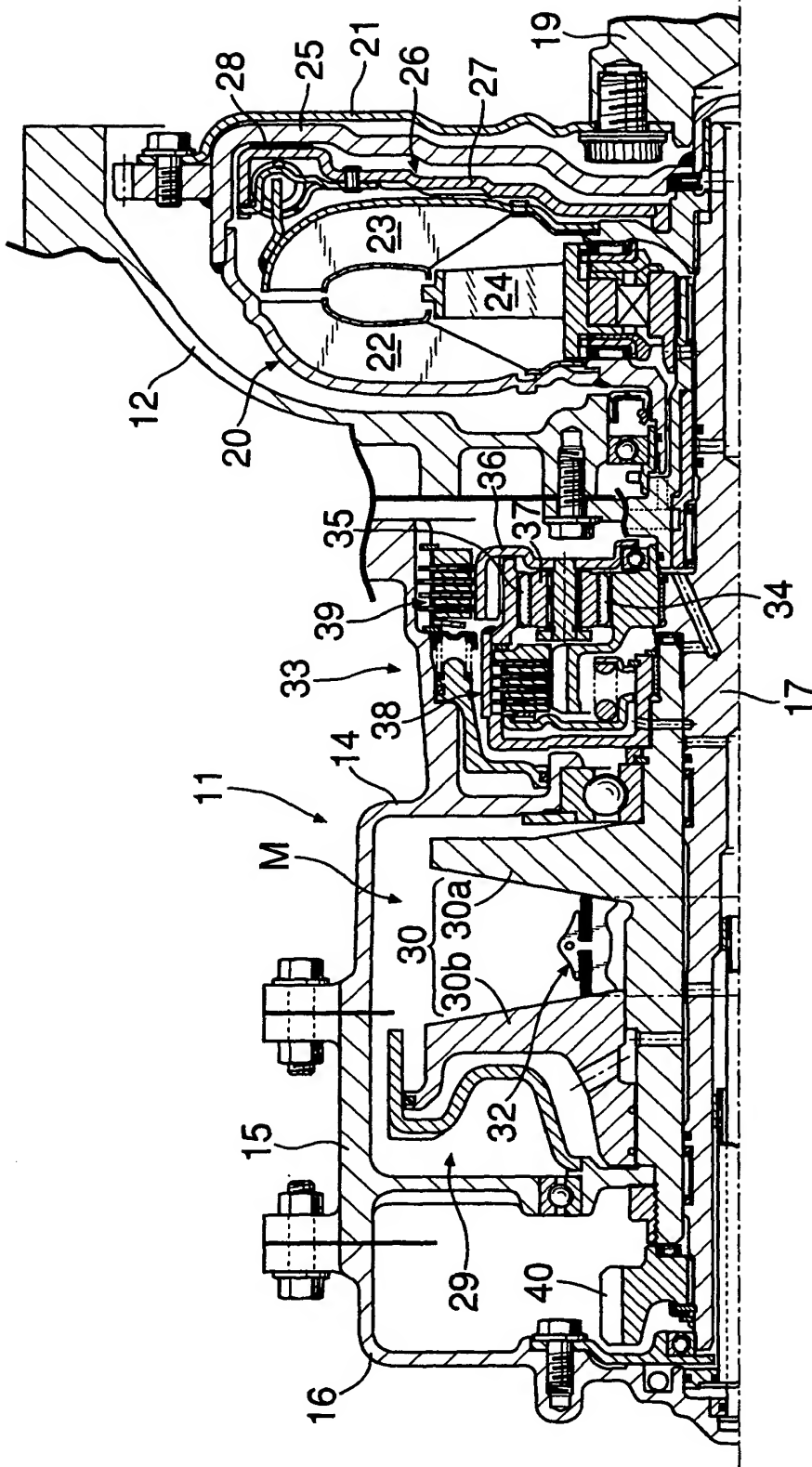
【書類名】 図面

【図 1】

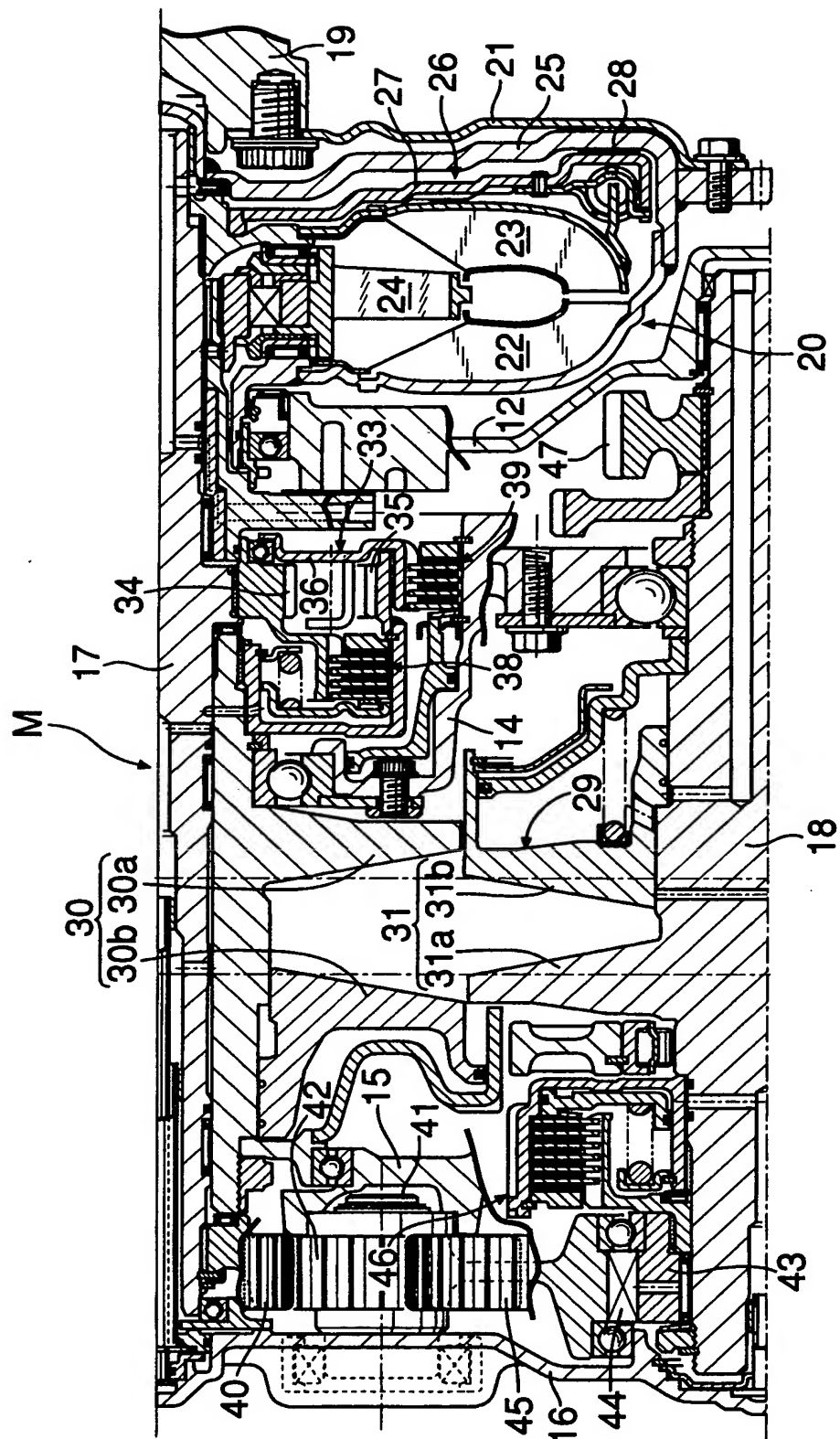




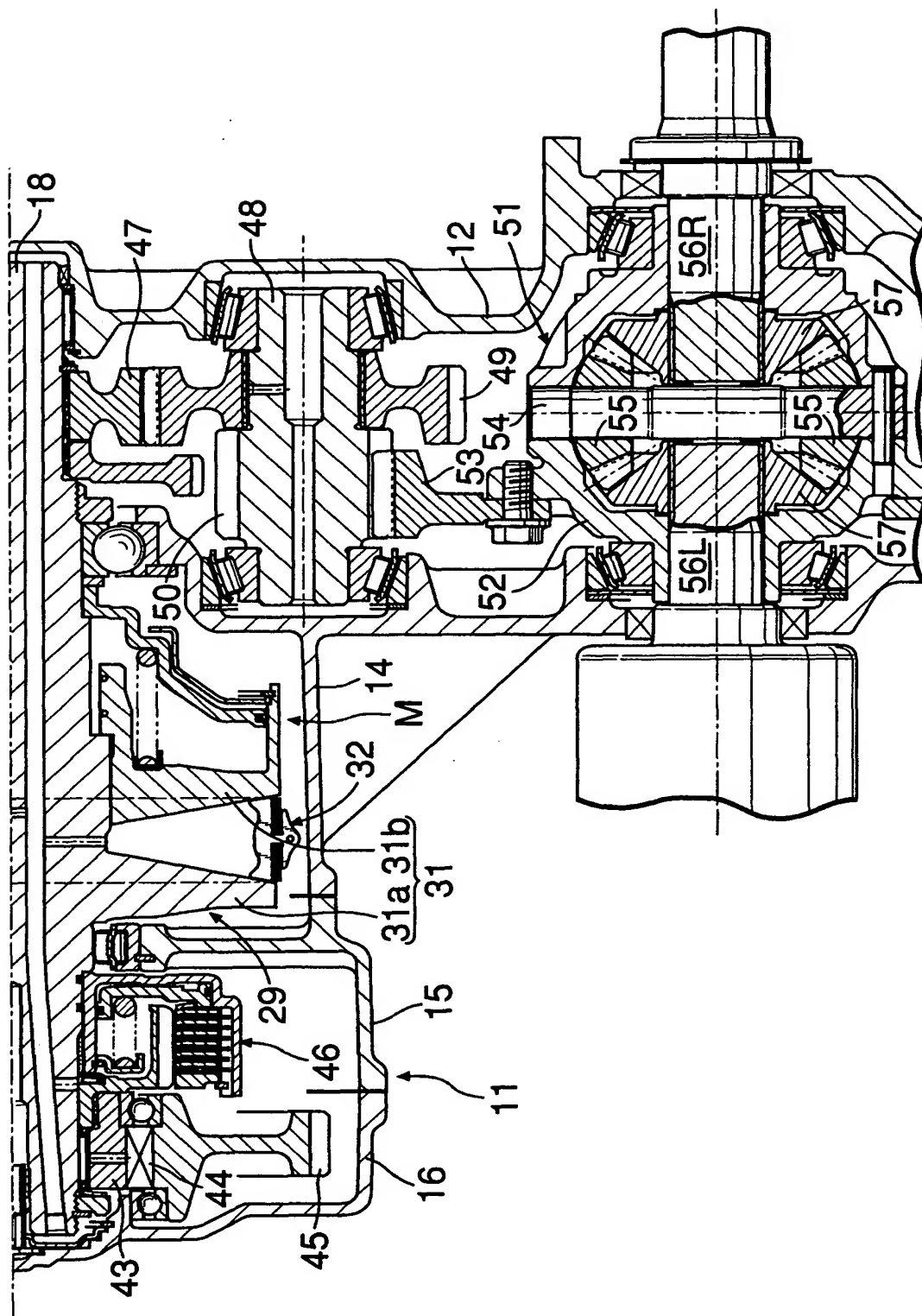
【図 2】



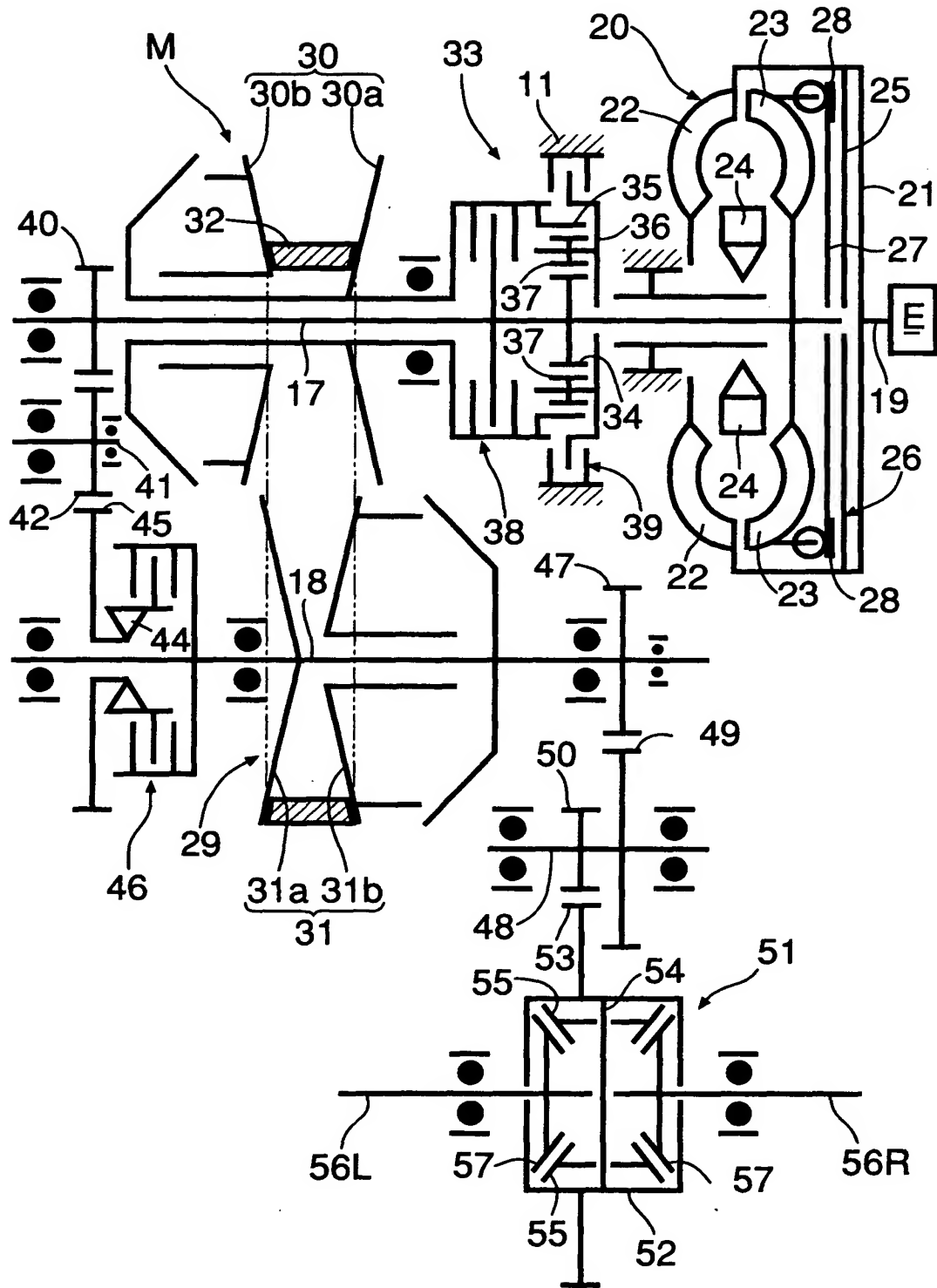
【図 3】



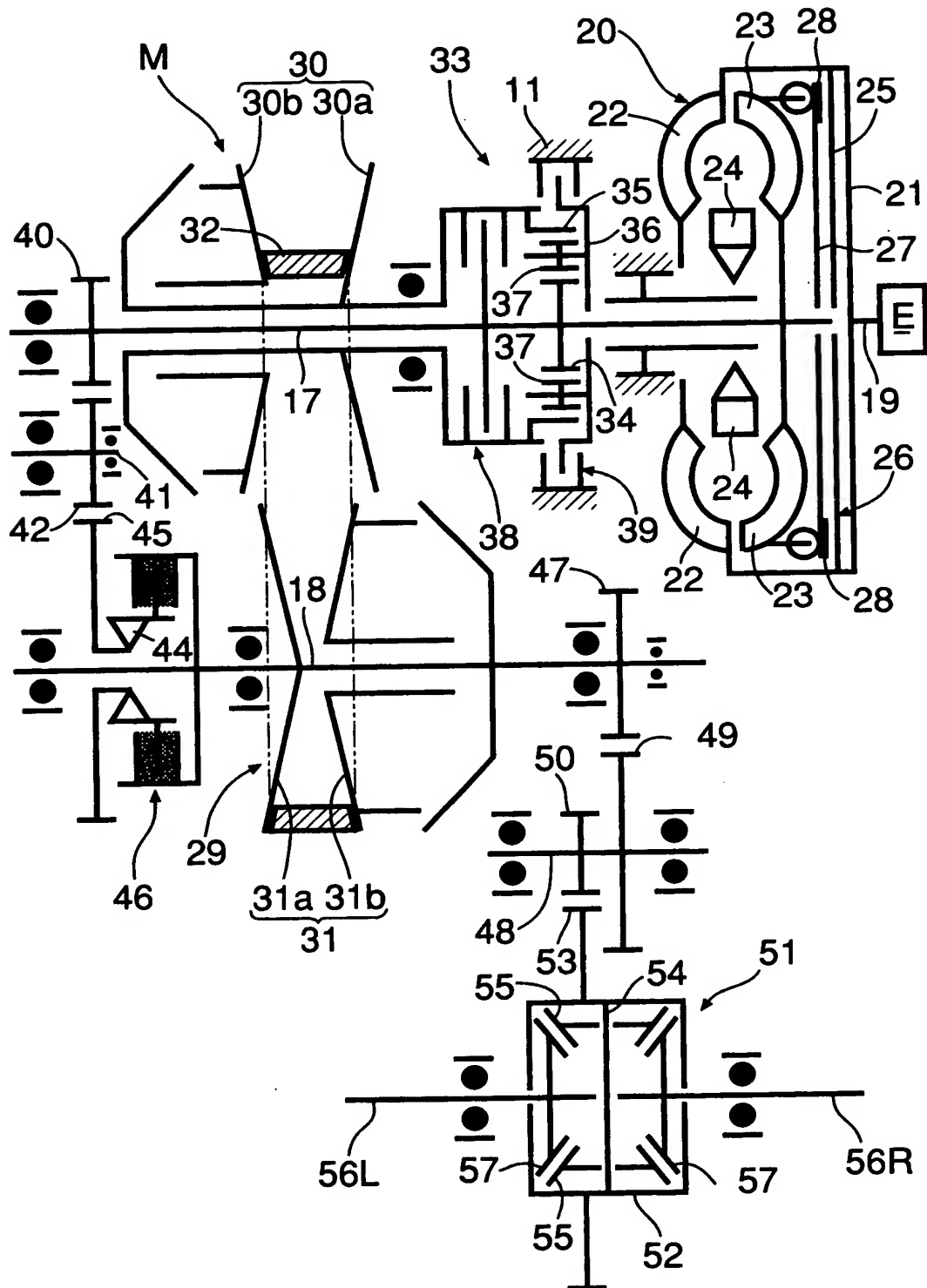
【図4】



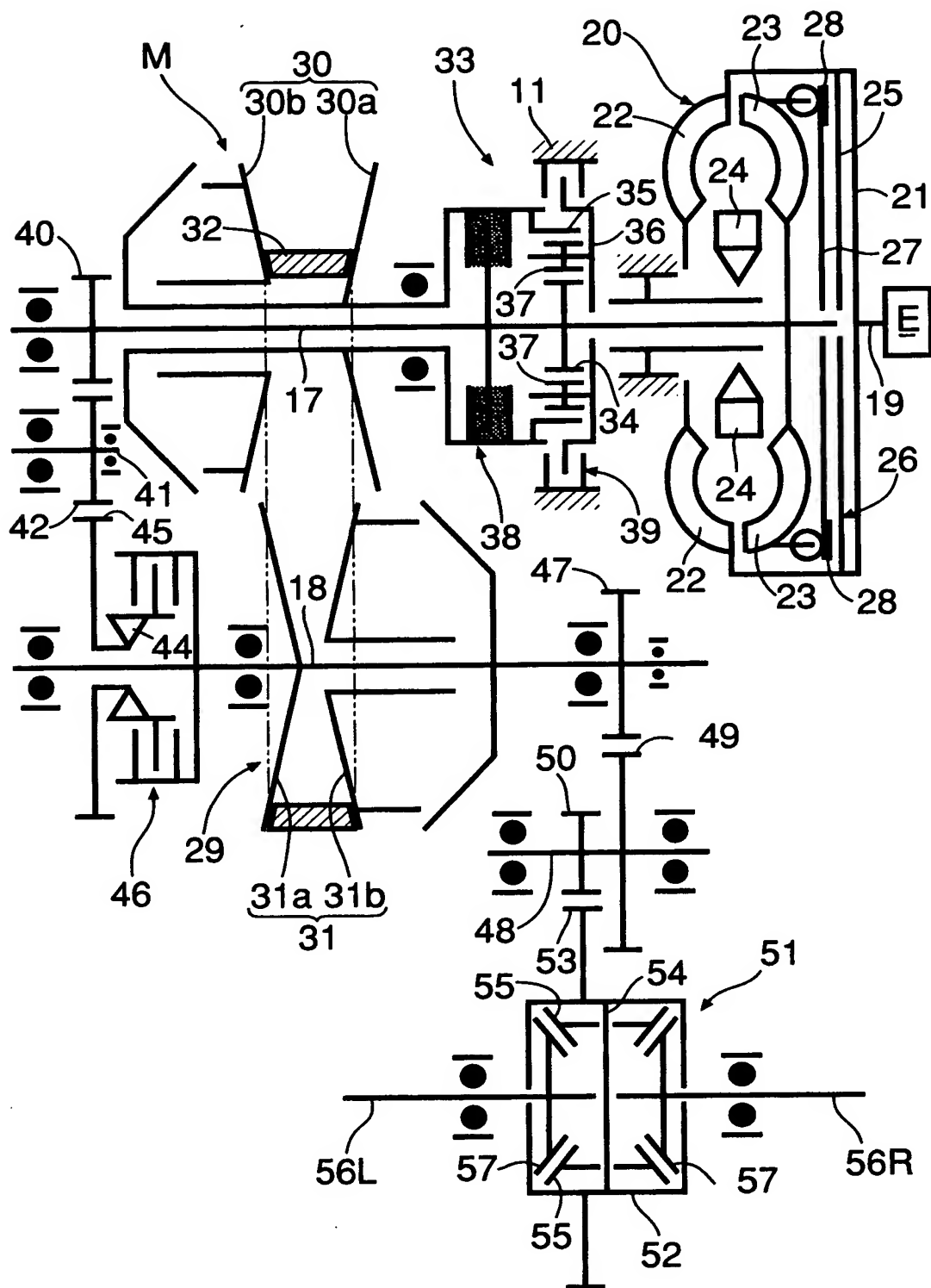
【図5】



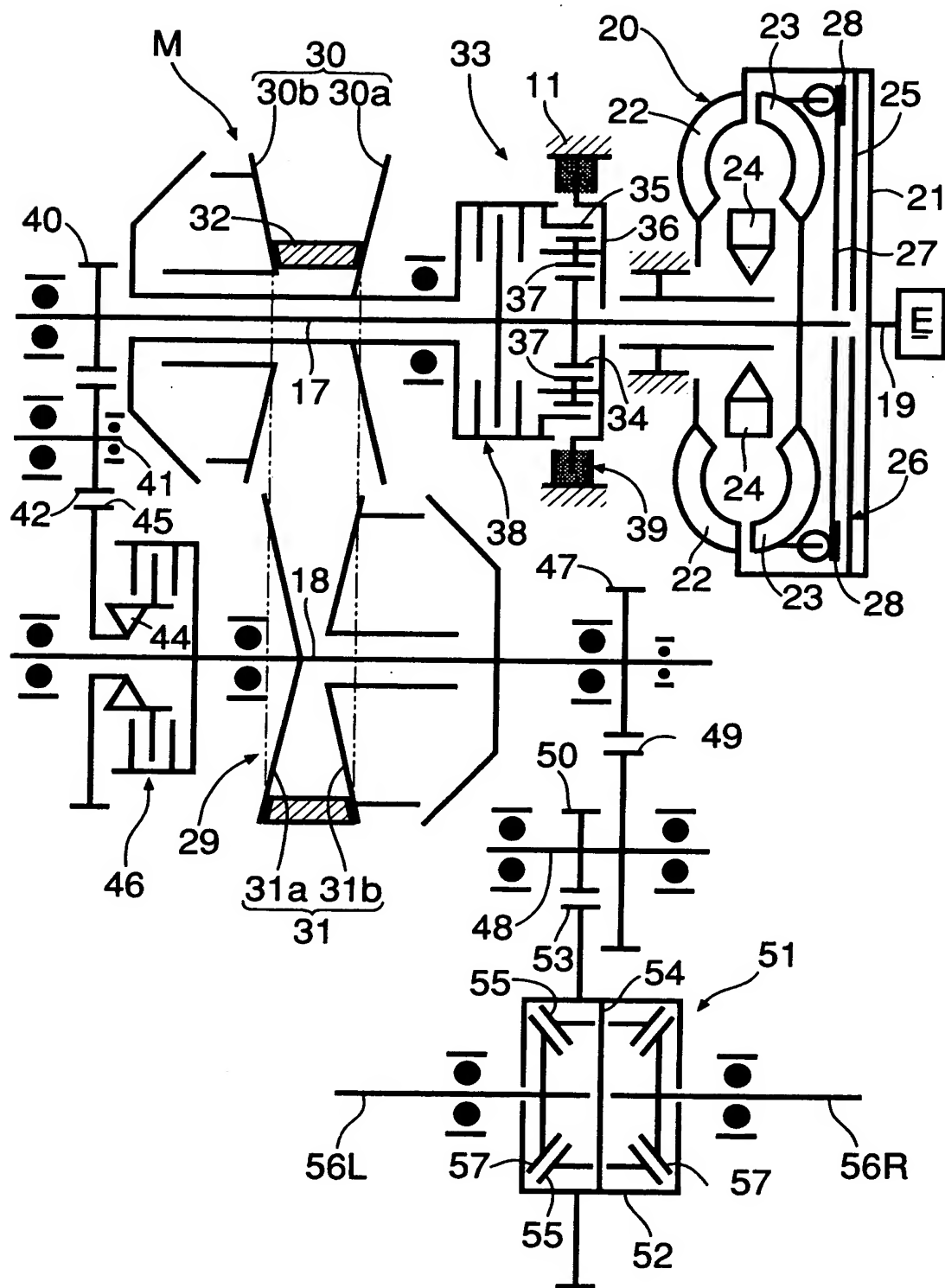
【図 6】



【図 7】



【図 8】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 無段変速経路および有段変速経路を備えた車両の動力伝達装置において、シングルピニオン型のプラネタリギヤ機構を用いながら、前進発進時および後進発進時の変速比の差を最小限に抑える。

【解決手段】 無段変速経路はシングルピニオン型のプラネタリギヤ機構よりなる前後進切換機構 3 3 およびベルト式無段変速機 2 9 を備え、ギヤ 4 0, 4 2, 4 5 よりなる有段変速経路はベルト式無段変速機 2 9 よりも LOW 側の変速比に設定される。車両の前進発進時には有段変速経路を使用し、車両の後進発進時には有段変速経路を使用することで、有段変速経路および無段変速経路の変速比の差を最小限に抑えることができる。これにより、前進走行および後進走行の切換時にベルト式無段変速機 2 9 の変速比を急激に変化させる必要がなくなり、ベルト式無段変速機 2 9 の耐久性向上に寄与することができる。

【選択図】 図 5



出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [ 0 0 0 0 0 5 3 2 6 ]

1. 変更年月日 1 9 9 0 年 9 月 6 日  
[変更理由] 新規登録  
住 所 東京都港区南青山二丁目 1 番 1 号  
氏 名 本田技研工業株式会社